
**СИНТЕЗ ЗАКОНУ РУХУ ПОВЗУНА
КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ
З ПРУЖИННИМ РОЗВАНТАЖУВАЧЕМ**

У поліграфічних машинах-автоматах широко застосовують кулачково-важільні механізми (КВМ) з веденими повзунами. Для зрівноваження надлишкових навантажень та одночасної виборки зазорів у кінематичних парах КВМ пропонують встановити пружинні розвантажувачі безпосередньо біля повзуна та штовхача (див. рисунок). Таке розміщення розвантажувачів дає змогу розглядати КВМ як коливальний контур з заданою частотою та амплітудою, що визначають з циклограми роботи механізму. При розрахунковому швидкісному режимі привод такого механізму

розвантажений від надлишкових навантажень, а зустрічний напрямок моментів і сил всередині механізму призводить до односторонньої виборки зазорів у шарнірах A і B протягом всього кінематичного циклу.

Для спрощення подальших розрахунків за модуль вимірювання лінійних величин приймаємо довжину коромислового штовхача r , що відноситься до повзунного механізму. Якщо модулю надати одиначне значення $r=1$, то модулями довжин решти ланок є λ , α , b , d , p , n , l_{1n} і x_c (див. рисунок).

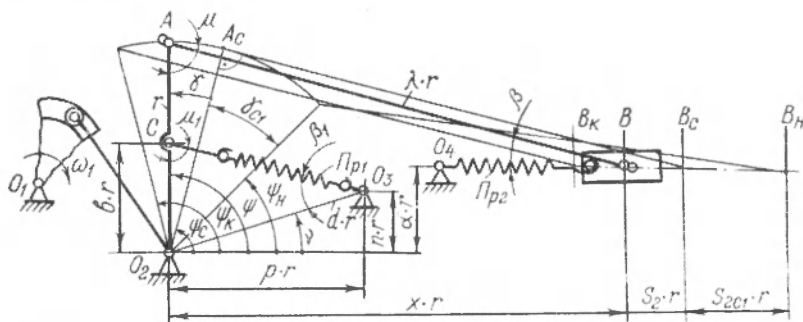


Схема кулачкового-важільного механізму з пружинним розвантажувачем.

Згідно з рекомендаціями по синтезу КВМ [4], в середньому положенні механізму кути $\mu=\mu_1=90^\circ$, і ця позиція повинна відповідати його стійкій статичній рівновазі під дією двох пружин.

Зусилля пружин P_1 і P_2 , що виникають при їх деформації,

$$P_1 = C_1 r \cdot [V d^2 + b^2 - 2d \cdot b \cdot \cos(\psi - \nu) - l_{1n}], \quad (1)$$

$$P_2 = C_2 \cdot r [S_{2\Sigma} \cdot (1 + K_{2n}) - S_{2c1} + S_2],$$

де C_1 і C_2 — жорсткість пружин P_{p1} і P_{p2} ; $S_{2\Sigma}$ — сумарне переміщення повзуна від точки B_n до точки B_k ; S_{2c1} — переміщення повзуна, що відлічується від положення статичної рівноваги до крайнього правого положення; $S_2 = x - x_c$ — текуче переміщення повзуна відносно положення статичної рівноваги; $K_{2n} = S_{n2}/S_{2\Sigma}$ — коефіцієнт попередньої деформації пружини P_{p2} ; S_{n2} — модуль абсолютного значення попередньої пружини P_{p2} ; $l_{1n} = L_{1n}/r$ — геометричний параметр; L_{1n} — довжина пружини P_{p1} у вільному стані, включаючи довжину конструктивних елементів для закріплення.

Відновлююче зусилля, що діє на повзун, дорівнює різниці між силами пружини P_{p2} і зведеної до повзуна від пружини P_{p1} , тобто

$$P_B = C_1 r \left\{ \xi \cdot [S_{2\Sigma} (1 + K_{2n}) - S_{2c1} + S_2] - \right. \\ \left. - h \cdot \frac{V d^2 + b^2 - 2d \cdot b \cdot \cos(\psi - \nu) - l_{1n}}{\alpha + x \cdot \operatorname{tg} \beta} \right\}, \quad (2)$$

де $\xi = C_2/C_1$ — коефіцієнт відношення жорсткості пружин, який визначається з умови $P_b = 0$ у положенні статичної рівноваги коливального контура

$$\xi = \frac{b \cdot \sqrt{d^2 - \dot{\psi}^2} - l_{1n}}{S_{22} \cdot (1 + K_{2n}) - S_{2c1}} \cdot \frac{1}{\alpha + x_r \operatorname{tg} \beta_c}; \quad (3)$$

$$h = d \cdot \sin \beta_1 - \quad (4)$$

плече дії зусилля пружини Π_{p1} відносно точки O_2 ;

$$\beta_1 = \arccos \frac{l_1^2 + d^2 - b^2}{2 \cdot l_1 d}, \quad (5)$$

$l_1 = L_1/r$ — геометричний параметр; L_1 — текуча довжина пружини Π_{p1} у деформованому стані.

Розкладемо вираз для P_b в ряд Тейлора по параметру $x - x_c = S_2$ [3]

$$P_b \approx C_1 \cdot r \cdot (q_1 \cdot S_2 + 1/2 \cdot q_2 \cdot S_2^2 + 1/6 \cdot q_3 \cdot S_2^3), \quad (6)$$

$$q_1 = \xi - b \cdot h \cdot R - (h_1 \cdot N + h \cdot N_1) \cdot (b \cdot \sin \gamma_{c1} + S_{n1}),$$

$$q_2 = -b \cdot (h \cdot L + 2h_1 R) - (h_2 N + 2 \cdot h_1 \cdot N_1 + h \cdot N_2) \cdot (b \cdot \sin \gamma_{c1} + S_{n1}),$$

$$q_3 = b \cdot (h \cdot M - 3 \cdot h_2 \cdot R - 3 \cdot h \cdot L) - (h \cdot N_3 + 3 \cdot h_1 \cdot N_2 + 3 \cdot h_2 \cdot N_1 + h_3 \cdot N) \cdot (b \cdot \sin \gamma_{c1} + S_{n1}), \quad (7)$$

де S_{n1} — модуль абсолютного значення попередньої деформації пружини Π_{p1} , $\gamma_{c1} = \psi_c - \psi_n$, або

$$\gamma_{c1} = \arcsin \frac{\alpha + \lambda \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 - \alpha^2}}{1 + \lambda} -$$

$$- \arccos \frac{a_n x_n - \alpha \cdot \sqrt{4 \cdot (x_n^2 + \alpha^2) - a_n^2}}{2 \cdot (x_n^2 + \alpha^2)};$$

$$a_n = (\sqrt{1 + \lambda^2 - \alpha^2} + S_{2c1})^2 + 1 + \alpha^2 - \lambda^2. \quad (8)$$

Значення h_1 , h_2 та h_3 дістанемо після триразового диференціювання (4) відповідно по S_2

$$h_1 = d \cdot \frac{(M_1 - K_1 \cdot \cos \beta_1) \cdot \cos \beta_1}{\sin \beta_1},$$

$$h_2 = d \cdot \frac{[b \cdot \cos \beta_1 (M_2 + K_2 \cdot \cos \beta_1) + (M_1 - K_1 \cdot \cos \beta_1)^2]}{\sin \beta_1} + \frac{h_1^2}{\sin \beta_1},$$

$$h_3 = \frac{d \cdot b \cdot [\cos \beta_1 (M_3 + K_3 \cdot \cos \beta_1) + 3 (M_1 - K_1 \cdot \cos \beta_1) \times (M_2 + K_2 \cdot \cos \beta_1)] + h_1 \cdot h_2}{\sin \beta_1}. \quad (9)$$

Значення постійних R , L , M , N , N_1 , N_2 та N_3 залежить тільки від геометричних параметрів λ і α , а M_1 , M_2 , M_3 , K_1 , K_2 , K_3 — від λ , α , b та l_{1n} . Ці коефіцієнти визначають на ЕОМ.

Як показав аналіз, для механізмів з кутовим розмахом коромислового штовхача кулачково-важільного механізму і максимальним значенням переміщення повзуна, яке не перевищує довжину коромисла, різниця між рядом (6) і функцією (2) становитиме не більше 4%.

Умова повного зрівноваження механізму

$$m \cdot \ddot{S}_2 + C_1 \cdot r \cdot (q_1 \cdot S_2 + 1/2 \cdot q_2 \cdot S_2^2 + 1/6 \cdot q_3 \cdot S_2^3) = 0, \quad (10)$$

де m — маса веденої ланки.

Надалі для розв'язання рівняння (10) користуємося методами з праць [1, 2].

У другому наближенні для переміщень S_{2II} і періода коливань I_{II} одержуємо

$$S_{2II} = \frac{S_{2\Sigma}}{2} \cos \frac{2\pi}{T_{II}} \cdot t + \frac{q_3 \cdot S_{2\Sigma}^3}{1536 \cdot q_1} \cdot \cos \frac{6\pi}{T_{II}} \cdot t - \frac{q_2 \cdot S_{2\Sigma}^2}{16 \cdot q_1} \times \\ \times \left(1 - 0,5 \cdot \cos \frac{4\pi}{T_{II}} \cdot t \right), \quad (11)$$

$$T_{II} = T_0 \cdot \sqrt{\frac{24576q_1^2}{24576q_1^2 + S_{2\Sigma}^2 \cdot (768 \cdot q_1 \cdot q_3 - 1280q_2^2 + q_3^2 \cdot S_{2\Sigma}^2)}}, \quad (12)$$

де

$$T_0 = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{m}{C_1 \cdot q_1}}.$$

Максимальне відхилення повзуна від положення стійкої статичної рівноваги механізму визначається залежностями: для розбігу

$$S_{2c1} = \frac{S_{2\Sigma}}{2} - \frac{q_2 \cdot S_{2\Sigma}^2}{24 \cdot q_1} + \frac{q_3 \cdot S_{2\Sigma}^3}{1536 \cdot q_1}, \quad (13)$$

для вибігу

$$S_{2c2} = -\frac{S_{2\Sigma}}{2} - \frac{q_2 \cdot S_{2\Sigma}^2}{24 \cdot q_1} - \frac{q_3 \cdot S_{2\Sigma}^3}{1536 \cdot q_1}. \quad (14)$$

При відліченні переміщення повзуна від крайнього положення кінематичні інваріанти подібності для періодів розбігу та вибігу відповідно

$$a_{k1} = \frac{S_{2c1} - S_{2II}}{2 \cdot S_{2c1}}, \quad a_{k3} = \frac{S_{2c2} + S_{2II}}{2 \cdot S_{2c2}}$$

або

$$a_{k1} = 0,5 - \frac{384q_1 \cdot \cos v - 48q_2 \cdot S_{2\Sigma} + 16q_3 \cdot S_{2\Sigma} \times \\ \times \cos 2v + 0,5q_3 \cdot S_{2\Sigma}^2 \cdot \cos 3v}{768 - 64q_2 \cdot S_{2\Sigma} + q_3 \cdot S_{2\Sigma}^2}, \quad (15)$$

$$a_{k3} = 0,5 = \frac{384q_1 \cdot \cos \tau - 48q_2 \cdot S_{2\Sigma} + 16q_3 \cdot S_{2\Sigma} \cdot \cos 2\tau + \\ + 0,5 \cdot q_3 \cdot S_{2\Sigma}^2 \cdot \cos 3\tau}{768 + 64q_2 \cdot S_{2\Sigma} + q_3 \cdot S_{2\Sigma}^2}, \quad (16)$$

де

$$v = 4\pi \cdot \theta \cdot k_1; \quad \tau = 2\pi \cdot (k_3 - 2k_3 \cdot \theta - 0,5 + 2 \cdot \theta).$$

Відносний час для періоду розбігу k_1 і вибігу k_3 запишемо

$$k_1 = \frac{t}{T_1}; \quad k_3 = 0,5 + \frac{t - 0,5 \cdot T_1}{T_3},$$

де T_1 — час циклу розбігу, T_3 — вибігу.

k_1 і k_3 через T_{II} та коефіцієнт θ виражаються як

$$k_1 = \frac{t}{2 \cdot T_{II} \cdot \theta}; \quad k_3 = 0,5 + \frac{t - \theta \cdot T_{II}}{2T_{II} \cdot (0,5 - \theta)},$$

де $\theta = \frac{\arccos Z}{2\pi}$; Z — дійсний корінь алгебраїчного рівняння

$$\frac{q_3 \cdot S_{2\Sigma}^3}{384 \cdot q_1} \cdot Z^3 + \frac{q_2 \cdot S_{2\Sigma}^2}{24 \cdot q_1} \cdot Z^2 + \left(\frac{S_{2\Sigma}}{2} - \frac{q_3 \cdot S_{2\Sigma}^3}{512 \cdot q_1} \right) \cdot Z - \frac{q_2 \cdot S_{2\Sigma}^2}{12 \cdot q_1} = 0. \quad (17)$$

Аналіз залежностей (15), (16) показує, що закони руху повзунів асиметричні, гармонічні, близькі до косинусоїдальних.

Список літератури: 1. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. — М.: Наука, 1974. 2. Билецкий А. А. Исследование устройств для уравнивания избыточных нагрузок и выборки зазоров в кулачково-рычажных механизмах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львов, 1979. 3. Полюдов А. Н. Программные разгрузатели цикловых механизмов. — Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1979. 4. Тур К. В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965.

The article elucidates the cam-lever mechanism with the driven crosshead and spring unloaders that provide the unloading of the drive from the transmission of redundant moments and one-sided clearance take up. The paper gives calculated dependences for the definition of the cam-lever drive invariants.

Стаття надійшла до редколегії 18. 03. 82